

Капуста П.П., Швец И.В., Крицкий М.А.

РАЗРАБОТКА ПЕРСПЕКТИВНЫХ КОНСТРУКЦИЙ СТАЛЬНЫХ ОПОР ПНЕВМОПОДВЕСОК ПО КРИТЕРИЯМ СОПРОТИВЛЕНИЯ УСТАЛОСТИ

Белорусский национальный технический университет,

ГСКБ прицепного состава МАЗ

Минск, Беларусь

Представлены трехмерные модели прямолинейных, криволинейных и штампованных опор, расчет их нагруженности, рекомендации по улучшению конструкции базовой штампованной опоры и предложена новая модель опоры. Расчет разрабатываемых конструкции стальных опор произведен методом конечных элементов на пакете NASTRAN. Конечноэлементная модель создана в пре/постпроцессоре PATRAN на основе геометрической трехмерной модели, выполненной в пакете трехмерного моделирования Unigraphics. Данные, полученные с помощью конечноэлементного расчета, позволяют оценить нагруженность деталей, а по местам локализации наибольших значений полей напряжений можно определить локальные опасные по усталости элементы деталей.

Данное исследование предпринято с целью определения напряжений, возникающих в листах опоры подвески полуприцепа. Были рассмотрены различные опоры, используемые в автомобилях МАЗ.

На рисунке 1 представлена трехмерная модель старой серийной подвески полуприцепа с линейной опорой.

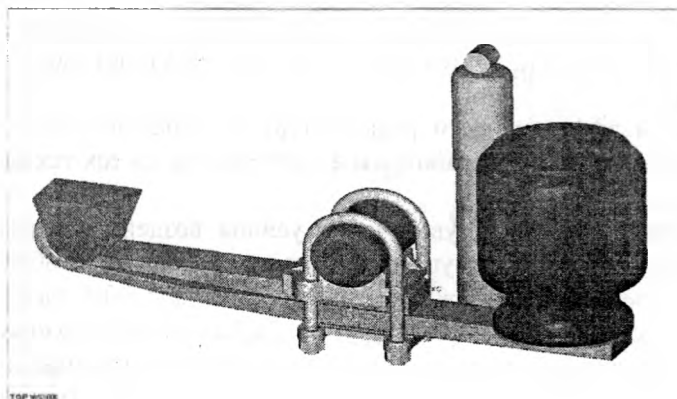


Рис. 1 – Трехмерная модель старой серийной подвески полуприцепа

На рисунке 2 представлена трехмерная модель новой серийной подвески полуприцепа. Усилия от дороги передаются на ось полуприцепа, далее через соединительные кронштейны, стянутые стремлянками, на опору, а от нее – через шарнир и пневмоэлемент на раму.

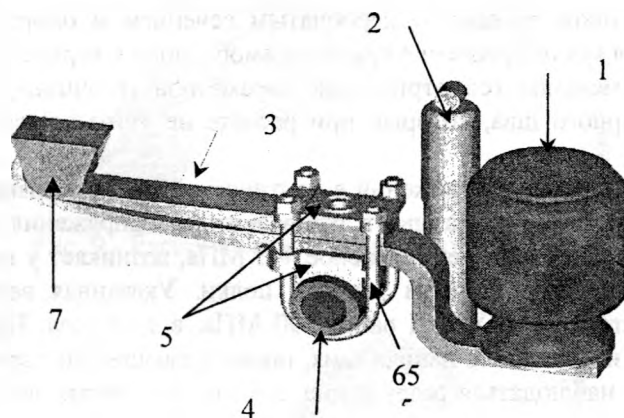
Данные, полученные с помощью конечноэлементного расчета, позволяют оценить нагруженность деталей, а по местам локализации наибольших значений полей напряжений можно определить локальные опасные по усталости элементы деталей.

Результаты проектных расчетов подтверждены экспериментальными дорожными испытаниями.

В результате проведенного расчета были получены картины распределения перемещений и напряжений в деталях подвески полуприцепа при статическом нагружении из условия приходящейся на ось нагрузки в 8000 кг. Напряжения в листах опоры оказались значительно меньше предела текучести (для стали 50ХГФА 1325 МПа).

В нижнем листе опоры эквивалентные напряжения составили 110 МПа в месте присоединения к кронштейнам и 103 МПа в месте присоединения пневмобаллона, а также кромочное напряжение 110 МПа в районе отверстия для стягивания листов опоры. В нижнем листе в зоне сгибов имеются остаточные напряжения отковки, которые при данном статическом расчете не учитывались. Их учет возможен только после отработки соответствующего технологического процесса. Эти напряжения впоследствии могут быть учтены как расчетным путем, так и в результате стеновых усталостных

испытаний натуральных конструкций рессор или локальных моделей, опасных с точки зрения усталостных зон.



1 - упругое звено; 2 - гидроамортизатор; 3 - опора новая серийная (криволинейная); 4 – ось полуприцепа; 5 - соединительные кронштейны; 6 – стремянка; 7 - шарнир

Рис. 2 - Трёхмерная модель новой серийной подвески полуприцепа

Данное исследование позволяет предварительно оценить нагруженность листов опоры при выбранном режиме нагружения. Для более точной оценки необходимо уточнить режим нагружения с учетом динамических влияний внешних возмущений, а также учесть остаточные напряжения в листах послековки.

На рисунке 3 представлена трехмерная модель исходной штампованной опоры подвески полуприцепа с находящимися внутри соединительными рёбрами.

Рассчитана не только исходная модель штампованной опоры пневмоподвески, но и ещё два усиленных варианта этой модели с целью сравнения результатов расчёта, полученных методом конечных элементов с данными, полученными в результате стендовых испытаний.

Следующий вариант усиления конструкции – создание коробчатого сечения в задней части опоры,

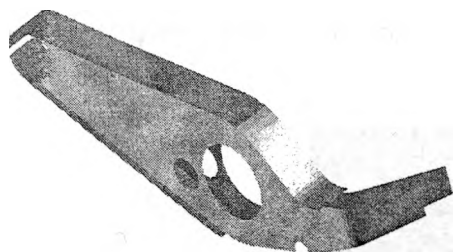


Рис. 3 - Трёхмерная модель исходной штампованной опоры подвески полуприцепа

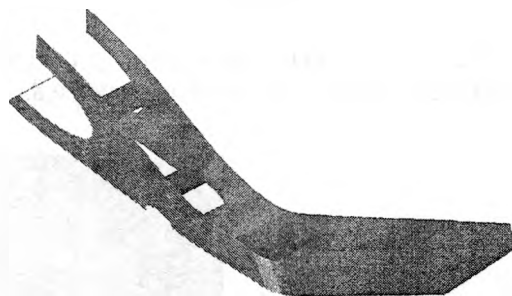


Рис. 4 - Усиленная конструкция задней части опоры

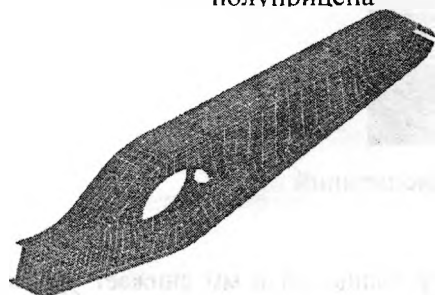


Рис. 5 - Новая модель опоры

т.е. введенные рёбра для усиления соединены пластиной, продленной до амортизатора в нижней части стенок, что и показывает рисунок 4.

Кроме приведенных выше моделей опоры рассчитана новая модель опоры, у которой толщина всех составляющих, в отличие от исходной модели, равна не 8 мм, а 6 мм, а также отсутствуют внутри соединительные рёбра. Верхняя и нижняя полки опоры доходят до конца стенок, что показывает рис. 5.

К концу опоры прикреплен швеллер с рёбрами, соединяющими нижнюю полку швеллера с кругом крепления пневмобаллона.

Все модели штампованной опоры пневмоподвески просчитаны при одинаковых условиях закрепления и нагружения,

за исключением опоры со швеллером, где на срединное сечение накладываются ещё условия симметричности, т.к. считается половина модели.

В результате расчётов определено напряжённо-деформированное состояние штампосварных опор: исходной, исходной, усиленной рёбрами и коробчатым сечением и опоры со швеллером. Наиболее нагруженной зоной является место крепления круга пневмобаллона к верхней полке опоры, т.к. именно в этом месте происходит изменение геометрических параметров (толщины, кривизны). Ещё эта зона усугубляется наличием сварного шва, который при расчёте не учитывается. Указанный факт следует иметь в виду.

Распределение эквивалентных напряжений в критической зоне анализируемых опор представлено следующими рисунками: рисунок 6 показывает эквивалентные напряжения на задней части исходной модели. Максимальное значение напряжения, равное 443 МПа, возникает у верхней кромки внутренней стенки опоры, на изгибе, рядом с концом верхней полки. Указанная величина превышает предел текучести, который для материала 10ХСНД равен 390 МПа, в 1,14 раза. На этой же стенке, снизу, у отверстия под амортизатор, имеют место напряжения, также превышающие предел текучести.

Поэтому здесь будет наблюдаться разрушение, которое подтверждено стендовыми испытаниями (рис. 7).

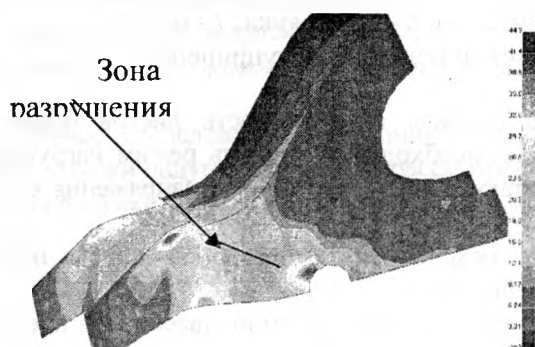


Рис. 6 - Распределение эквивалентных напряжений

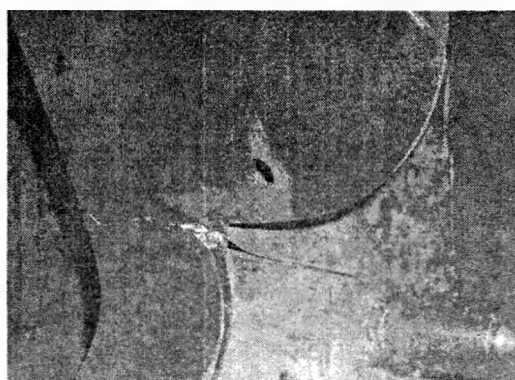


Рис. 7 - Характер разрушения образца после динамических испытаний

Установка для проведения статических испытаний штампосварных опор с установкой пневмобаллонов представлена на рисунке 8.

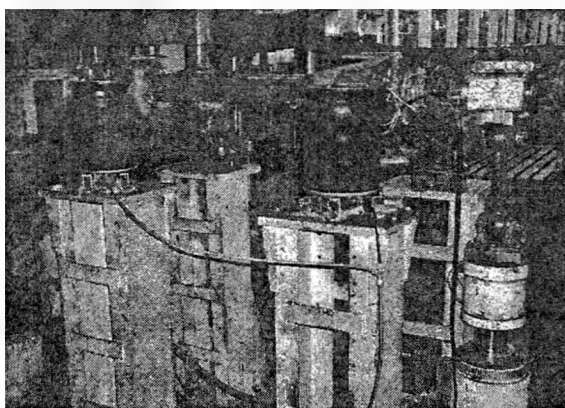


Рис. 8 - Установка для проведения статических испытаний

Введение в критической зоне поперечных пластин, т.е. рёбер толщиной 6 мм снижает уровень напряжений в верхней части стенки и у отверстия под амортизатор, как показывает рисунок 1.9, до 200 МПа и 275 МПа, соответственно. Ещё появляется зона увеличенных напряжений на нижней кромке внутренней стенки, за упрочняющей пластиной, в которой значение достигает 294 МПа, что в 1,3 раза меньше допустимых.

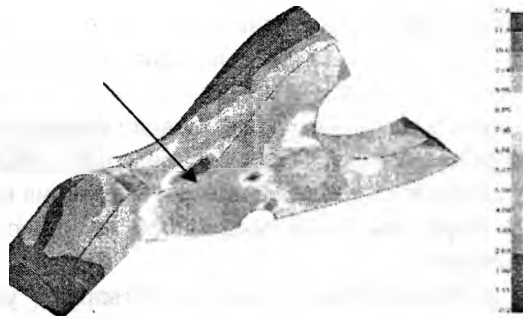


Рис. 9 - Распределение эквивалентных напряжений

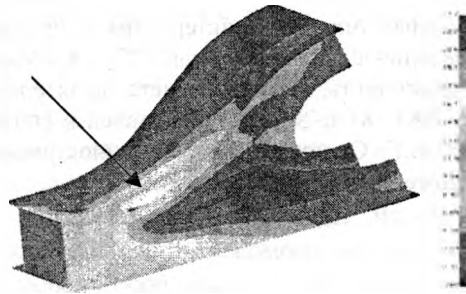


Рис. 10 - Распределение эквивалентных напряжений

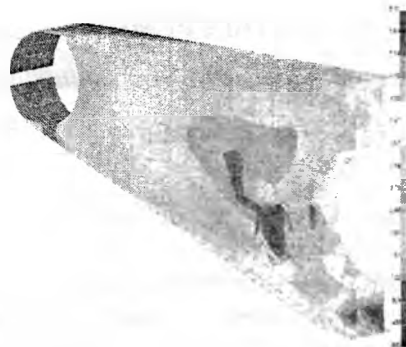


Рис. 11 - Распределение эквивалентных напряжений
в передней части опор

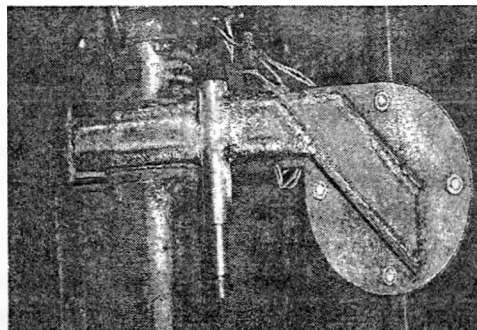


Рис. 12 - Конструкция на последнем этапе доработки

Дальнейшее усиление исходной модели путём соединения снизу усиливающих рёбер пластиной, продлённой до амортизатора, создавая, таким образом, в этом месте коробчатое сечение, ещё больше снижает максимальное напряжение до 122 МПа. Откуда видно, что нагружаются зоны внутренней стенки у нижней границы крепления усиливающего ребра, у отверстия под амортизатор,

у верхней границы поперечного ребра, находящегося снизу за втулкой, и зона верхней полки, прилегающая к внутренней стенке в месте её изгиба. При таком усилении исходной модели уровень напряжений меньше допустимых в 3,2 раза.

Расчёт и анализ напряжённого состояния новой модели опоры, со швеллером, показывает рисунок 10, откуда видна локальная зона увеличенных напряжений до 237 МПа. Это место соединения верхней полки с внутренней стенкой, у ближайшего изгиба от места крепления круга под пневмобаллон.

Значение напряжений в передней части всех опор невелико, и, как показывает рисунок 11, значение их 59 МПа - самое большое.

Три последние модели штампованных опор удовлетворяют условиям прочности. Полученные данные подтверждаются стендовыми испытаниями (рисунок 12)

ЛИТЕРАТУРА

1. Капуста П. П. Вероятностная оценка характеристик сопротивления усталости деталей на стадии проектирования машин: Учебно-методическое пособие для ВТУЗов.– Минск.: УП «Технопринт», 2001. 2. ГОСТ 25.504-82.Расчеты и испытания на прочность. Методы расчета характеристик сопротивления усталости. – Введ. 01.07.83. –М.: Изд-во стандартов, 1983.–81 с. 3.Марочник сталей и сплавов/ В.Г. Сорокин, А.В. Волосникова, С.А. Вяткин и др.; Под общ. ред. В.Г. Сорокина.- М.: Машиностроение, 1989. MSC/NASTRAN Version 68 Reference Manual.- The MacNeal-Schwendler Corporation, 1996.

УДК 621.831

Скойбеда А.Т., Бондаренко А.Г., Василенок В.Д.

ЭКСПЛУАТАЦИОННАЯ СТАБИЛЬНОСТЬ ПРЕДВАРИТЕЛЬНОГО НАТЯЖЕНИЯ ЗУБЧАТЫХ РЕМНЕЙ

Белорусский национальный технический университет

Минск, Беларусь

Установлено, что ремни со стеклокордом и в особенности с арамидной крученой нитью СП предпочтительно использовать в относительно недолговечных приводах. В противном случае конструкция привода с такими ремнями должна предусматривать возможность регулировки величины предварительного натяжения. Учитывая характер кривой релаксации материала ремня следует устанавливать его с начальным натяжением $2S_0$, величина которого на 12—15% больше оптимального. В этом случае в интервале 250—2000 ч эксплуатация будет происходить при натяжении 0,95—1,05 оптимального. Таким образом, основную часть своего срока службы зубчатый ремень будет эксплуатироваться при благоприятных значениях натяжения, что позволит реализовать его максимальную долговечность.

Наиболее перспективным типом приводов с гибкими ремнями остаются зубчато-ременные. Однако реализация их максимальной долговечности возможна путем поддержания релаксационных силовых параметров в течение всего срока службы. К числу важнейших эксплуатационных параметров следует отнести величину предварительного натяжения $2S_0$, определяющую, в частности, вид распределения нагрузки между зубьями ремня и его долговечность.

Исследованиями [1] установлено, что величина $2S_0$ в процессе эксплуатации ременных передач не является постоянной. Ее уменьшение связано с вытяжкой ремней, обусловленной протеканием в материале ремня релаксационных процессов. В частности, для конкретных типов ременных передач в течение нескольких часов зарегистрировано падение значений $2S_0$ на 25—35%. Такое уменьшение весьма существенно и его необходимо учитывать при монтаже ременной передачи.

Вместе с тем количественный анализ влияния различных факторов на степень релаксации значений $2S_0$ в эксплуатационных условиях до настоящего времени не проведен. Если учесть, что зубчатые ремни представляют собой вязкоупругие тела [2], то корректное описание названных выше процессов возможно на основе адекватных реологических моделей ремней. Известно, что релаксационные процессы в вязкоупругих телах могут быть описаны с помощью формальных реологических моделей, состоящих из параллельно установленных элементарных моделей Максвелла. Каждая модель при этом может состоять